

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2004 年 11 月 18 日 (18.11.2004)

PCT

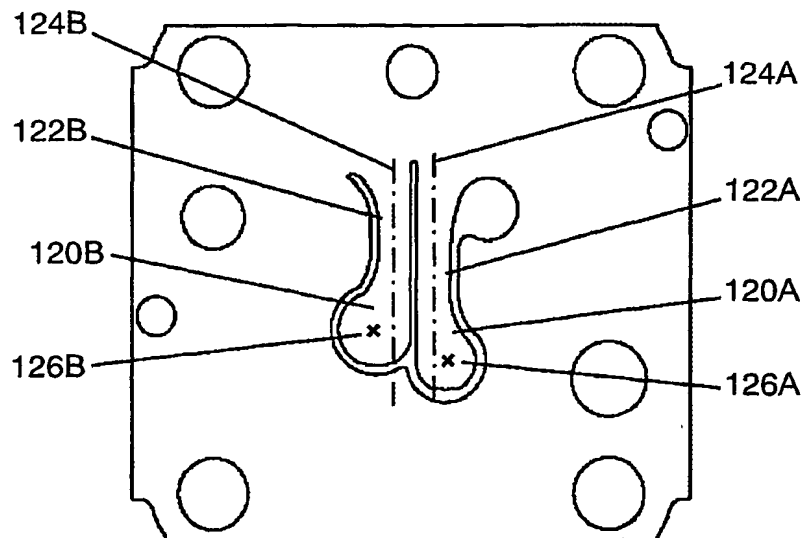
(10) 国際公開番号  
WO 2004/099617 A1

- (51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F04B 39/10 (72) 発明者; および  
(21) 国際出願番号: PCT/JP2004/006578 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 小林 正則  
(22) 国際出願日: 2004 年 5 月 10 日 (10.05.2004) (KOBAYASHI, Masanori).  
(25) 国際出願の言語: 日本語 (74) 代理人: 岩橋 文雄, 外 (IWAHASHI, Fumio et al.); 〒  
(26) 国際公開の言語: 日本語 5718501 大阪府門真市大字門真 1006 番地 松下電  
器産業株式会社内 Osaka (JP).  
(30) 優先権データ: (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が  
特願2003-133120 2003 年 5 月 12 日 (12.05.2003) JP 可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR,  
特願2004-120162 2004 年 4 月 15 日 (15.04.2004) JP BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,  
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 松下電 DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,  
器産業株式会社 (MATSUSHITA ELECTRIC INDUS- ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT,  
TRIAL CO., LTD.) [JP/JP]; 〒5718501 大阪府門真市大 LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI,  
字門真 1006 番地 Osaka (JP). NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG.

[続葉有]

(54) Title: REFRIGERANT COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 冷媒圧縮機



(57) Abstract: A valve plate has suction holes and suction reed valves opening and closing the suction holes. At least two of the suction reed valves have different natural frequencies. In this structure, one reed valve has a high natural frequency. Consequently, even when operation frequency increases to a higher level, a compressor can efficiently suck a refrigerant into a cylinder without having a delayed closure and reduced lift amount, and this results in higher refrigeration capability and compression efficiency of the compressor.

(57) 要約: バルブプレートは、複数の吸入孔とそれらを開閉する複数の吸入リードバルブを有する。これらの吸入リードバルブの少なくとも2つは異なる固有周波数を有する。この構成では、一つの吸入リードバルブの固有振動数が大きい。そのため運転周波数が高く変化した場合においても、圧縮機は閉じ遅れ

[続葉有]



SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ,  
VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN,  
TD, TG).

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SI, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF,

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明細書

### 冷媒圧縮機

#### 技術分野

- 5     本発明は、冷凍冷蔵装置等に使用される密閉型圧縮機の効率向上に関する。

#### 背景技術

- 近年、冷凍冷蔵装置等に使用される密閉型圧縮機は効率向上が強く望まれている。従来の密閉型圧縮機は、たとえば圧縮部のバルブ装置の吸入孔を2個とすることにより吸入効率を高め、圧縮効率を改善している。このような圧縮機は例えば、特開平3-175174号公報に開示されている。以下、図面を参照しながら従来の密閉型圧縮機の一例について説明する。

- 15     図6は従来の冷媒圧縮機の断面図であり、図7は従来の冷媒圧縮機のバルブの分解斜視図である。密閉容器51には、吸入管52の一端である出口部52Aが接合され、吸入管52の他端は冷凍サイクルの低圧側配管（図示せず）と接合されている。モータ53は固定子54と回転子55とから構成され、圧縮部56を駆動している。
- 20     また、冷凍機油57は、密閉容器51の底部に貯留している。コイルばね58は、モータ53と圧縮部56とを弾性的に支持している。

- 圧縮部56は、シリンダヘッド61と、シリンダブロック62と、バルブプレート64と、吸入リードバルブ67と、ピストン68と、接続棒70と、吸入マフラ30とから構成されている。シリンダヘッド61は吸入空間61Aと吐出空間61Bとを形成する。シリンダブロック62はシリンダ63を有する。バルブプレート64は2個の吸入孔65と2個の吐出孔66とを有する。吸入リードバルブ（以下、バルブ）67は変形部67Aを有する。接続棒70はクランク軸69の偏芯部69Aに連結されている。吸入マフラ30は吸入空間61Aに連通管30Aを介してバルブプレート64の吸入孔
- 25
- 30

65と連通し、入口部30Bより冷媒ガスを吸入する。

以上のように構成された冷媒圧縮機について以下その動作を説明する。まず、モータ53によって圧縮部56が駆動され、ピストン68はシリンダ63内で往復運動する。外部冷凍サイクル（図示せず）より戻ってきた低温低圧の冷媒ガスはまず吸入管52から密閉容器51内に吸入される。冷媒ガスはさらに吸入マフラ30の入口部30Bより吸入され、連通管30Aを介して吸入孔65を通る。吸入行程時にバルブ67の変形部67Aを撓ませることにより、冷媒ガスはバルブ67を開いてシリンダ63へ導かれる。圧縮行程時にはバルブ67が閉じられ、冷媒ガスは圧縮され高温高圧となり吐出孔66から吐出管（図示せず）を通り、外部冷凍サイクル（図示せず）へ導かれて冷凍作用をなす。

この時、バルブ67は、低速の運転周波数に応じてタイミング良く開閉動作するような固有振動数を有するように設計されているため、圧縮機は吸入損失も小さく体積効率の高い運転が可能である。

しかしながら低速の運転周波数から、冷却負荷条件の変化で運転周波数が高くなると、バルブ67の固有振動数で決まる開閉動作のタイミングにずれが生じる。このときシリンダ63内の圧力がシリンダヘッド61の吸入空間61A内を越える圧力となってもバルブ67が閉動作を完了しない。そのため閉じ遅れによって冷媒ガスが逆流して体積効率が低下し、冷凍能力、冷凍効率が低下する。

バルブ67の閉じ遅れによる冷媒ガスの逆流を小さくするために高速運転に対応させて固有振動数を高く設計する対策が考えられる。この場合、変形部67Aのばね定数が大きくなるため、変形部67Aのたわみ量が小さくなり吸入損失が増大して冷凍能力、冷凍効率が低下する。

## 発明の開示

本発明による冷媒圧縮機は、ピストンとシリンダとバルブプレートとを有する。バルブプレートはシリンダの開口端に設けられ、複

数の吸入孔を有する。本発明による冷媒圧縮機はさらに、シリンダの開口端とバルブプレートとの間に設けられ、複数の吸入孔をそれぞれ開閉する複数の吸入リードバルブを有する。吸入リードバルブの少なくともひとつは他のリードバルブと異なる固有振動数を有する。この構成により運転周波数が増加しても、吸入リードバルブの閉じ遅れやたわみ量の減少が防止される。

### 図面の簡単な説明

図 1 は本発明の実施の形態における冷媒圧縮機の断面図である。

10 図 2 は図 1 の冷媒圧縮機における吸入リードバルブの正面図である。

図 3 は図 1 の冷媒圧縮機におけるシリンダヘッド部断面図である。

図 4 は本発明の実施の形態における冷媒圧縮機の低速運転における一行程中のシリンダ内圧力、リードバルブたわみ量線図である。

15 図 5 は本発明の実施の形態における冷媒圧縮機の高速運転における一行程中のシリンダ内圧力、リードバルブたわみ量線図である。

図 6 は従来の冷媒圧縮機の断面図である。

図 7 は図 6 の冷媒圧縮機のバルブ分解斜視図である。

### 20 発明を実施するための最良の形態

図 1 は、本発明の実施の形態における冷媒圧縮機の断面図である。

図 2 は吸入リードバルブの正面図である。図 3 はシリンダヘッド部断面図である。

25 密閉容器 1 には、吸入管 2 の一端である出口部 2 A が接合され、吸入管 2 の他端は冷凍サイクルの低圧側配管（図示せず）と接合されている。モータ 3 は固定子 4 と回転子 5 とから構成され、圧縮部 6 を駆動している。また、冷凍機油 7 は、密閉容器 1 の底部に貯留している。コイルばね 8 は、モータ 3 と圧縮部 6 とを弾性的に支持している。

30 圧縮部 6 は、シリンダヘッド 101 と、シリンダブロック 12 と、

バルブプレート 110 と吸入リードバルブ（以下、バルブ） 120 A、120 B と、ピストン 18 と、接続棒 20 と、吸入マフラ 130 とから構成されている。シリンダヘッド 101 は、吸入空間 101 A と吐出空間 101 B とを形成する。シリンダブロック 12 はシリンダ 13 を有する。接続棒 20 はクランク軸 19 の偏芯部 19 A に連結されている。吸入マフラ 130 は、吸入空間 101 A に連通管 130 A を介してバルブプレート 110 の吸入孔 112 A、112 B と連通し、入口部 130 B より冷媒ガスを吸入する。

バルブプレート 110 は吸入孔 112 A、112 B と吐出孔（図示せず）とを有する。吸入孔 112 A、112 B はバルブプレート 110 のシリンダ 13 側の開口部 114 A、114 B からシリンダヘッド 101 側の開口部 114 C、114 D へ、互いの間隔が小さくなる方向に傾斜している。バルブ 120 A、120 B は、長さの異なる変形部 122 A、122 B をそれぞれ有している。変形部 122 A は変形部 122 B より長いため、バルブ 120 A のバネ定数のほうが小さく、バルブ 120 A はバルブ 120 B より低い固有振動数を有している。また、バルブ 120 A、120 B の形状は変形部 122 A、122 B の中心線 124 A、124 B に対して非対称である。吸入孔 112 A、112 B の中心点の位置とバルブ 120 A、120 B の点 126 A、126 B とはそれぞれ対応している。

シール部 128 A、128 B は、バルブプレート 110 に設けられた吸入孔 112 A、112 B をシールする。

以上のように構成された本実施の形態の冷媒圧縮機について、以下その動作を説明する。図 4 は、本実施の形態による冷媒圧縮機の低速運転における一行程中のシリンダ内圧力、リードバルブたわみ量線図である。図 5 は、同冷媒圧縮機の高速運転における一行程中のシリンダ内圧力、リードバルブたわみ量線図である。

モータ 3 によって圧縮部 6 が駆動され、ピストン 18 はシリンダ 13 内で往復運動する。外部冷凍サイクル（図示せず）より戻ってきた低温低圧の冷媒ガスはまず吸入管 2 から密閉容器 1 内に吸入さ

れる。冷媒ガスはさらに吸入マフラ 130 の入口部 130 B より吸入され、連通管 130 A を介して吸入孔 112 A、112 B を通る。吸入行程時にバルブ 120 A、120 B の変形部 122 A、122 B を撓ませることにより、冷媒ガスはバルブ 120 A、120 B を開いてシリンダ 13 へ導かれる。圧縮行程時にはバルブ 120 A、120 B が閉じられ、冷媒ガスは圧縮され高温高圧となり吐出孔から吐出管（図示せず）を通り、外部冷凍サイクルへ導かれて冷凍作用をなす。

シリンダ 13 内でピストン 18 が往復運動を行う際、吸入行程において、ピストン 18 が下死点側に移動する。低速運転下ではこの吸入行程において、シリンダ 13 内の圧力 140 がシリンダヘッド 101 の吸入空間 101 A 内圧力より低下した時の差圧で生じるガス圧荷重がバルブ 120 A、120 B に作用する。この時、点 140 A で吸入リードバルブ 120 A、120 B が開き始め、冷媒ガスがシリンダ 13 内に吸い込まれる。点 140 A は、差圧で生じるガス圧荷重が、バルブ 120 A、120 B の撓み荷重とバルブ 120 A、120 B のシール部の冷凍機油の粘性による密着力との合力より大きくなった時点を意味する。

また、圧縮行程において、バルブ 120 A、120 B は、シリンダ 13 内の圧力がシリンダヘッド 101 の吸入空間 101 A 内の圧力を越える点 140 B で閉じ、吸入マフラ 130 からの冷媒ガスの吸入が完了する。

点 140 A から点 140 B の間において、バルブ 120 A は、変形部 122 A を撓ませながら、1 次変形モードの固有振動数で 2 回の開閉動作 150 A を繰り返す。バルブ 120 A は低速運転周波数対応の固有振動数が選定されているため、バルブ 120 A は点 140 B とほぼ同じタイミングで閉じ終える。またバルブ 120 A のばね定数が小さいため、低速運転時の吸入ガスの流速が遅い条件においても、たわみ量不足で吸入損失が増大することはない。

また、バルブ 120 B は、バルブ 120 A より高い固有振動数、

ばね定数を有しており、点 1 4 0 A から点 1 4 0 B の間において、4 回の開閉動作 1 5 0 B を繰り返す。この時、バルブ 1 2 0 B は、1 回目から 3 回目の開閉動作 1 5 0 B で冷媒循環量に応じた所定のたわみ量で大きく開口する。4 回目の開閉動作では、圧縮行程にあるためシリンダ 1 3 内とシリンダヘッド 1 0 1 の吸入空間 1 0 1 A との差圧が非常に小さい状態にある。このとき冷媒ガスはより大きく撓んだバルブ 1 2 0 A の吸入孔 1 1 2 A を流れる。そのため、バルブ 1 2 0 B の吸入孔 1 1 2 B を流れる冷媒ガスは僅かとなり、冷媒ガスの流れによる動圧が小さくなる。すなわち、バルブ 1 2 0 B はほとんど撓むことなく点 1 4 1 B 近傍で開閉動作を完了する。

したがって、バルブ 1 2 0 A、1 2 0 B が閉じ遅れを生じることによる冷媒ガスの逆流が防止されるとともに、吸入行程時のたわみ量過小に起因する吸入損失の増大も防止される。このため、体積効率が高くなる。

また、高速運転の場合において、バルブ 1 2 0 B は、点 1 4 1 A から点 1 4 1 B の間で 3 回の開閉動作 1 5 1 B を繰り返し、冷媒循環量に応じた所定のたわみ量で撓んだ後タイミング良く閉じ終える。点 1 4 1 A は、シリンダ 1 3 内の圧力がシリンダヘッド 1 0 1 の吸入空間 1 0 1 A 内圧力より低下する時点を意味する。また点 1 4 1 B は、シリンダ 1 3 内の圧力がシリンダヘッド 1 0 1 の吸入空間 1 0 1 A 内の圧力を越える時点を意味する。

バルブ 1 2 0 A は、1 回目の開閉動作 1 5 1 A で冷媒循環量に応じた所定のたわみ量で大きく開口する。一方、2 回目の開閉動作においては、圧縮行程にあるためシリンダ 1 3 内とシリンダヘッド 1 0 1 の吸入空間 1 0 1 A の差圧が非常に小さい状態にある。そのため、冷媒ガスは、2 回目以降、より大きく撓んだバルブ 1 2 0 B の吸入孔 1 1 2 B を通過する。そのため、バルブ 1 2 0 A は、ほとんど撓むことなく点 1 4 1 B 近傍で開閉動作を完了する。

よって、高速運転の場合においてもバルブ 1 2 0 A、1 2 0 B の閉じ遅れやたわみ量不足が生じることなく、冷媒ガスは効率良くシ

リンダ 13 内に吸い込まれる。したがって、運転周波数が変化した場合においても、圧縮機の冷凍能力や圧縮効率が高くなる。

また、バルブ 120 A, 120 B の形状は変形部 122 A, 122 B の中心線 124 A, 124 B に対して非対称である。このため、  
5 バルブ 120 A, 120 B に作用するガス圧荷重の作用点 126 A, 126 B と、バルブ 120 A, 120 B の撓み変形の中心線 124 A, 124 B にズレが生じる。これにより、バルブ 120 A, 120 B がねじり変形しながら開き始める。すなわち、ガス圧荷重によるねじりモーメントがバルブ 120 A, 120 B に作用する。この  
10 ため、バルブ 120 A, 120 B の円形シール部 128 A, 128 B の片側に、冷凍機油 7 の粘性により密着部を引き剥がす力が集中的に働き、バルブ 120 A, 120 B は開き易くなる。したがって、吸入行程におけるバルブ 120 A, 120 B の開き始めが早くなる。そのため冷媒ガスは、効率良くシリンダ 13 内に吸い込まれ、冷凍  
15 能力や圧縮効率が高くなる。なお、図 2 ではバルブ 120 A, 120 B の形状はいずれも変形部 122 A, 122 B の中心線 124 A, 124 B に対して非対称であるが、一方だけをそのようにしてもよい。

密閉容器 1 内の冷媒ガスは吸入マフラ 130 を介して高温のシリ  
20 ンダヘッド 101 内の吸入空間 101 A を通過し、バルブプレート 110 に設けられた吸入孔 112 A, 112 B からシリンダ 13 内に吸入される。ここで、シリンダ 13 内の冷媒ガスは圧縮作用により約 100℃ 程度の高温状態となりシリンダヘッド 101 の吐出空間 101 B へ吐出される。これにより、シリンダヘッド 101 は加  
25 熱され約 80℃ 近くの高温度状態となる。

この時、シリンダヘッド 101 内の吸入空間 101 A のふたつの吸入孔 112 A, 112 B の間隔は、最小でもシール部 128 A とシール部 128 B との幅を加えた距離が必要である。ここで図 3 に示すように吸入孔 112 A, 112 B に傾斜を設ければ、シール部  
30 128 A とシール部 128 B との幅を考慮する必要がなく吸入孔 1

1 2 A, 1 1 2 B の間隔を大幅に小さくできる。これにより、シリ  
ンダヘッド 1 0 1 内の吸入空間 1 0 1 A の容積と受熱面積とを小さ  
く構成することができ、流れる冷媒ガスへの熱伝達は低減される。  
したがって、冷媒の温度は低く保たれ、ガス冷媒の密度が高く冷媒  
5 循環量が大きくなり、冷凍能力や圧縮効率が高くなる。なお、図 3  
では吸入孔 1 1 2 A, 1 1 2 B の両方に傾斜を設けているが、一方  
だけに設けてもよい。

なお、本実施の形態において、バルブ 1 2 0 A, 1 2 0 B の個数  
を 2 個としているが、3 個以上でも同様の効果が得られる。

10 また、本実施の形態において、バルブ 1 2 0 A, 1 2 0 B の長さ  
を変えて固有振動数を変更しているが、バルブ 1 2 0 A, 1 2 0 B  
の幅や形状を変えて固有振動数を変更しても同様の効果が得られる。

また、本実施の形態において、バルブ 1 2 0 A, 1 2 0 B の一行  
程中の開閉回数を 2 回から 4 回として説明しているが、1 回以上で  
15 あれば同様の効果が得られる。

#### 産業上の利用可能性

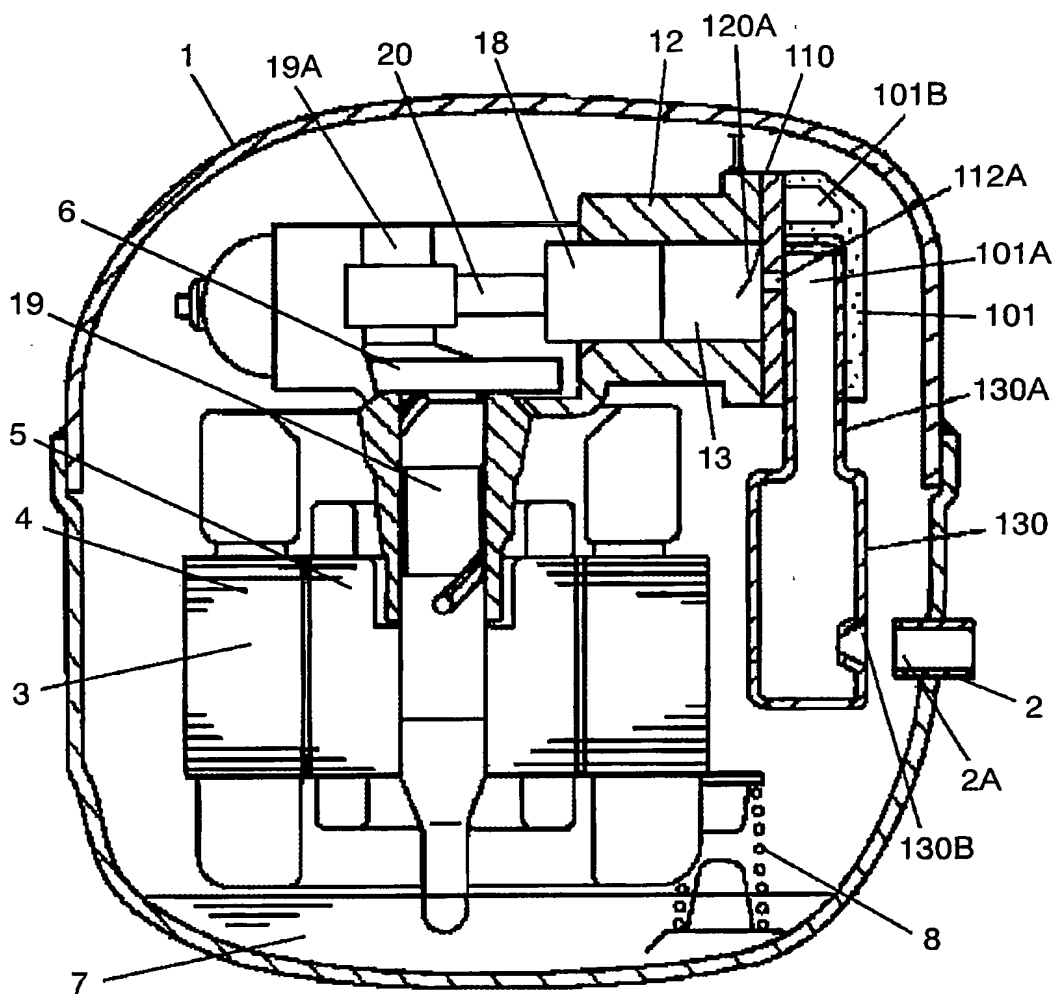
本発明による冷媒圧縮機は、ピストンとシリンダとバルブプレー  
トとを有する。バルブプレートはシリンダの開口端に設けられ、複  
20 数の吸入孔を有する。本発明による冷媒圧縮機はさらに、シリンダ  
の開口端とバルブプレートとの間に設けられ、複数の吸入孔をそれ  
ぞれ開閉する複数の吸入リードバルブを有する。吸入リードバルブ  
の少なくともひとつは他のリードバルブと異なる固有振動数を有す  
る。この構成により、冷媒圧縮機の冷凍能力や圧縮効率を高めるこ  
25 とができるので、エアーコンディショナー、冷凍冷蔵装置等の用途  
に適用できる。

## 請求の範囲

1.   ピistonと、  
      前記ピistonを収納するシリンダと、  
5    前記シリンダの開口端に設けられ、第1吸入孔と第2吸入孔  
      とを設けられたバルブプレートと、  
      前記シリンダの開口端と前記バルブプレートとの間に設けら  
      れ、前記第1吸入孔を開閉する第1吸入リードバルブと、  
      前記シリンダの開口端と前記バルブプレートとの間に設けら  
10  れ、前記第2吸入孔を開閉し、前記第1リードバルブと異なる固有  
      振動数を有する第2吸入リードバルブと、を備えた、  
      冷媒圧縮機。
2.   前記第1吸入リードバルブが第1変形部を有し、前記第2吸  
15  入リードバルブが第2変形部を有し、前記第1吸入リードバルブの  
      形状が前記第1変形部の中心線に対して非対称であるか、前記第2  
      吸入リードバルブの形状が前記第2変形部の中心線に対して非対称  
      であるか、の少なくともいずれかである、  
      請求項1記載の冷媒圧縮機。
- 20  3.   前記第1吸入孔と前記第2吸入孔との少なくとも一方が、前  
      記バルブプレートの前記シリンダの開口端面から他端面へ、前記第  
      1吸入孔と前記第2吸入孔との間隔が小さくなる方向に傾斜してい  
      る、  
25  請求項1記載の冷媒圧縮機。

1/6

FIG. 1



2/6

FIG. 2

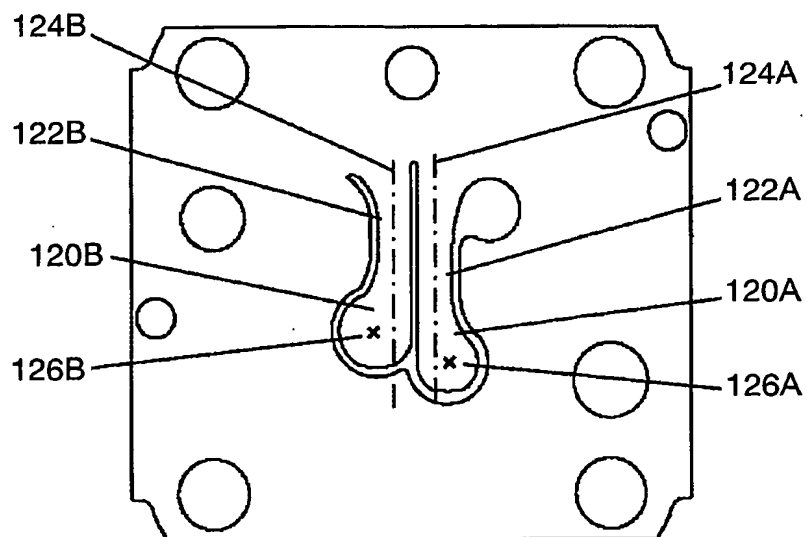
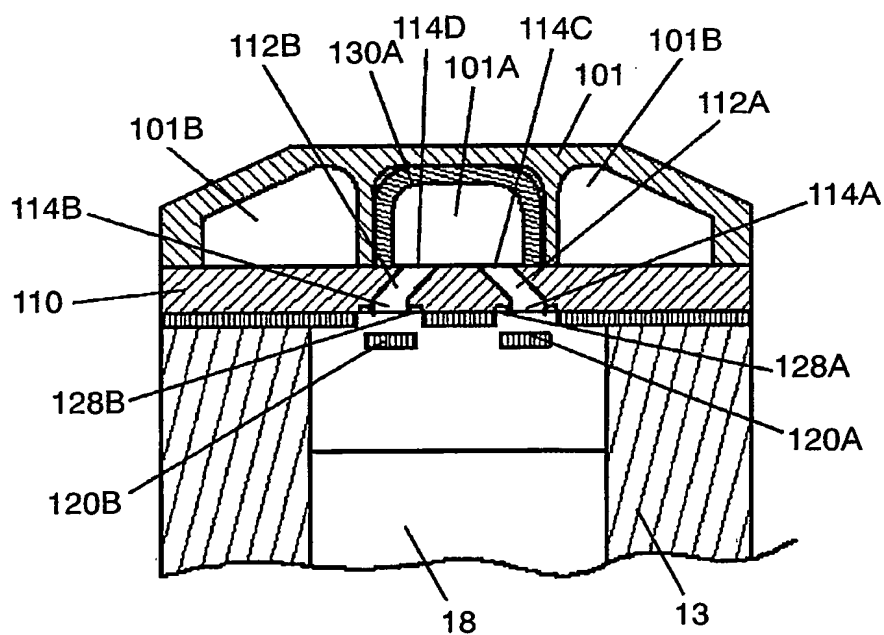


FIG. 3



3/6

FIG. 4

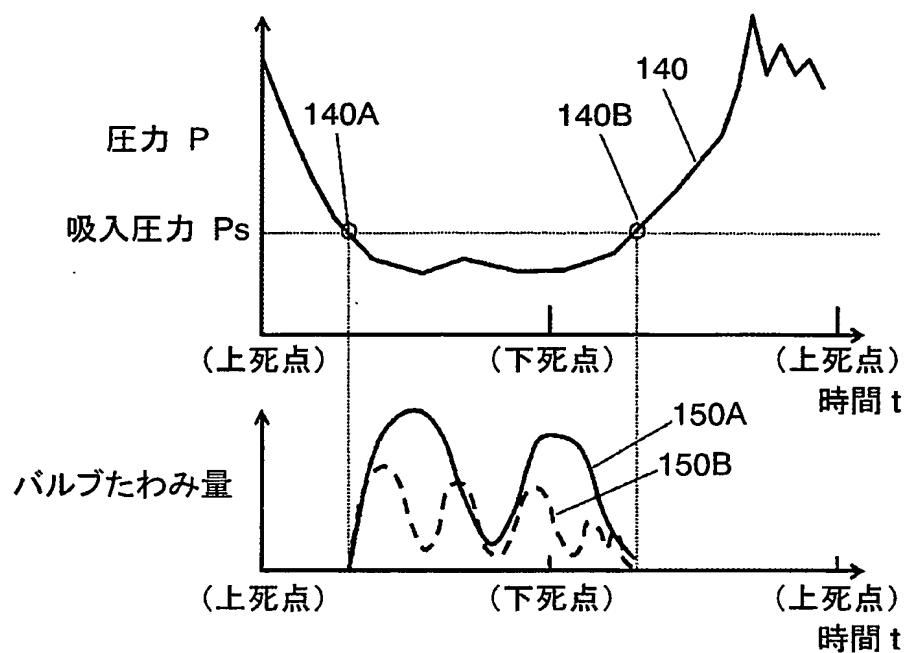
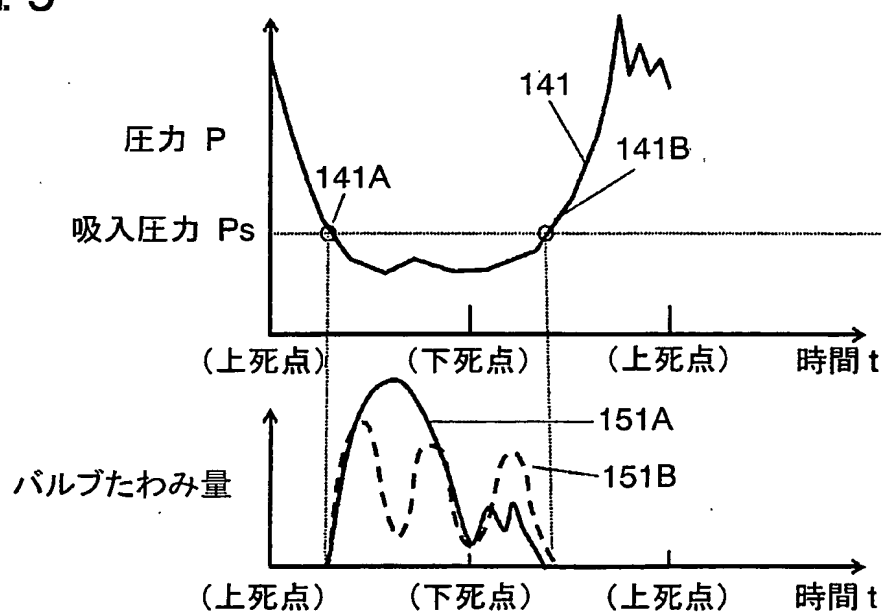


FIG. 5



4/6

FIG. 6

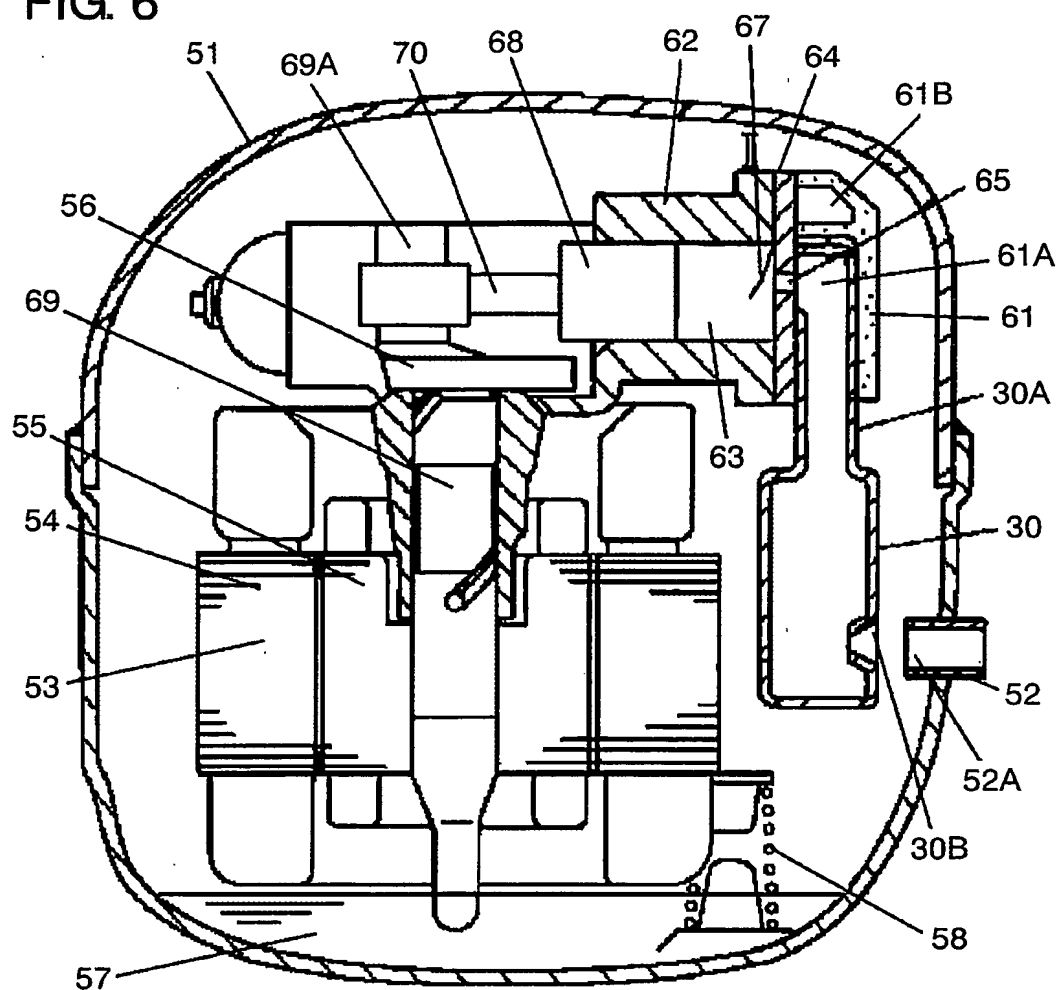
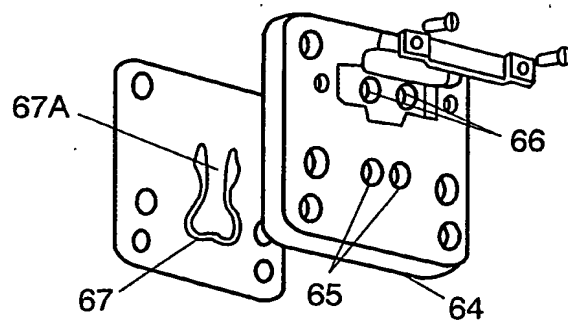


FIG. 7



## 図面の参照符号の一覧表

1	密閉容器
2	吸入管
2 A	出口部
3	モータ
4	固定子
5	回転子
6	圧縮部
7	冷凍機油
8	コイルばね
1 2	シリンダブロック
1 3	シリンダ
1 8	ピストン
1 9	クランク軸
1 9 A	偏芯部
2 0	連接棒
3 0	吸入マフラ
3 0 A	連通管
3 0 B	入口部
5 1	密閉容器
5 2	吸入管
5 2 A	出口部
5 3	モータ
5 4	固定子
5 5	回転子
5 6	圧縮部
5 7	冷凍機油
5 8	コイルばね
6 1	シリンダヘッド
6 1 A	吸入空間
6 1 B	吐出空間
6 2	シリンダブロック
6 3	シリンダ
6 4	バルブプレート
6 5	吸入孔
6 6	吐出孔

6/6

67 吸入リードバルブ  
67A 変形部  
68 ピストン  
69 クランク軸  
69A 偏芯部  
70 連接棒  
101 シリンダヘッド  
101A 吸入空間  
101B 吐出空間  
110 バルブプレート  
112A, 112B 吸入孔  
114A, 114B, 114C, 114D 開口部  
120A, 120B 吸入リードバルブ  
122A, 122B 変形部  
124A, 124B 中心線  
126A, 126B ガス圧荷重の作用点  
128A, 128B シール部  
130 吸入マフラ  
130A 連通管  
130B 入口部  
140, 141 圧力  
140A, 140B, 141A, 141B 点  
151A, 151B 開閉動作